



TUGAS AKHIR TF 141581

OPTIMISASI *RETROFIT TUBE HEAT EXCHANGER* MENGGUNAKAN *LOW-FINNED TUBE* PADA REFINERY UNIT

**MUHAMMAD ZAINUL ARIFIN
NRP. 02311140000100**

**Dosen Pembimbing
Ir. Matradji, M.Sc.
NIPN. 19560720 198503 1 003**

**DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2018**



TUGAS AKHIR TF 141581

OPTIMISASI RETROFIT TUBE HEAT EXCHANGER MENGGUNAKAN LOW-FINNED TUBE PADA REFINERY UNIT

MUHAMMAD ZAINUL ARIFIN
NRP. 02311140000100

Dosen Pembimbing
Ir. Matradji, M.Sc.
NIPN. 19560720 198503 1 003

DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER SURABAYA
SURABAYA 2018



FINAL PROJECT - TF 141581

***OPTIMIZATION OF RETROFIT TUBE
HEAT EXCHANGER USING LOW-FINNED
TUBE ON REFINERY UNIT***

MUHAMMAD ZAINUL ARIFIN
NRP. 02311140000100

Supervisor
Ir. Matradji, M.Sc.
NIPN. 19560720 198503 1 003

***DEPARTMENT OF ENGINEERING PHYSICS
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2018***

PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI

Saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Muhammad Zainul Arifin

NRP : 02311140000100

Departemen : Teknik Fisika FTI-ITS

dengan ini menyatakan bahwa tugas akhir saya berjudul *Optimisasi Retrofit Tube Heat Exchanger* menggunakan *Low-finned Tube* pada *Refinery Unit* adalah bebas dari plagiasi. Apabila pernyataan ini terbukti tidak benar, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai ketentuan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan sebenar-benarnya.

Surabaya, 27 Juli 2018

Yang membuat pernyataan,

Muhammad Zainul Arifin

Halaman ini sengaja dikosongkan

LEMBAR PENGESAHAN

**OPTIMISASI *RETROFIT TUBE HEAT EXCHANGER*
MENGUNAKAN *LOW-FINNED TUBE* PADA
*REFINERY UNIT***

TUGAS AKHIR

Oleh :

Muhammad Zainul Arifin

NRP : 0231114000100

Surabaya, 27 Juni 2018

**Mengetahui,
Dosen Pembimbing**



Ir. Matradji, M.Sc.

NIPN. 19560720 198503 1 003

**Menyetujui,
Ketua Departemen Teknik Fisika FTI-ITS**



Agus Muhammad Hatta, S.T., M.Si., Ph.D.

NIPN. 19730902 200312 1 002

LEMBAR PENGESAHAN

OPTIMISASI *RETROFIT TUBE HEAT EXCHANGER* MENGUNAKAN *FINNED TUBE* PADA *REFINERY UNIT*

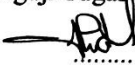


TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Rekayasa Instrumentasi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Fisika
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Muhammad Zainul Arifin
NRP. 02311140000100

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Ir. Matradji, M.Sc.  (Pembimbing)
2. Totok Ruki Biyanto, Ph.D  (Ketua Penguji)
3. Hendra Cordova, ST., MT.  (Penguji 1)

SURABAYA
JULI, 2018

Halaman ini sengaja dikosongkan

OPTIMISASI *RETROFIT TUBE HEAT EXCHANGER* MENGUNAKAN *LOW-FINNED TUBE* PADA REFINERY UNIT

Nama Mahasiswa : Muhammad Zainul Arifin
NRP : 02311140000100
Program Studi : S1 Teknik Fisika
Jurusan : Teknik Fisika FTI-ITS
Dosen Pembimbing I : Ir.Matradji,Msc.

Abstrak

Heat Exchanger adalah suatu alat perpindahan panas dan bisa berfungsi sebagai pemanas maupun sebagai pendingin yang terdapat pada proses industri. Salah satu contohnya adalah *crude preheat train* yang merupakan jaringan penukar panas yang berfungsi untuk mengambil kembali panas dari fluida hasil proses untuk fluida bahan baku. Tipe *heat exchanger* yang banyak digunakan pada proses industri adalah *shell and tube heat exchanger*. Untuk mendapatkan nilai performansi optimal *heat exchanger*, dapat diketahui dengan meningkatkan nilai *overall heat transfer coefficient*. Salah satu cara meningkatkan *overall heat transfer* adalah dengan menggunakan berbagai tipe *tube*. Salah satu tipe *tube* yang digunakan adalah *low-finned tube*. *Low-finned tube* merupakan tipe *tube* dimana terdapat *fin* yang berfungsi sebagai alat penukar panas yang lebih efektif. Adapun variabel *low-finned tube* untuk setiap *heat exchanger* yang digunakan adalah *fin height*, *fin thickness* dan *number of fin*. Dari hasil optimisasi yang telah dilakukan didapatkan hasil *overall heat transfer coefficient* meningkat dengan rata-rata 15,67 (W/m².K) dan *tube pressure drop* berkurang dengan rata-rata sebesar -7,43 kPa.

Kata kunci : *Heat exchanger, segmental baffle, low-finned tube, overall heat transfer coefficient, tube pressure drop*

Halaman ini sengaja dikosongkan

OPTIMISZATION OF RETROFIT TUBE HEAT EXCHANGER USING LOW-FINNED TUBE ON REFINERY UNIT

Student Name : Muhammad Zainul Arifin
NRP : 02311140000100
Departement : EGINEERING PHYSICS
Supervisor I : Ir.Matradji,Msc.

Abstract

Heat Exchanger is a device that allows heat transfer and can serve as a heater as well as a cooling in industrial processes. One example is the crude preheat train which is a heat exchanger network that serves to take back the heat from the fluid to the fluid process results of raw material. Type of heat exchanger that is widely used in industrial processes is a shell and tube heat exchanger. To get the value of the optimal performance of heat exchanger, can be known by increasing the value of the overall heat transfer's. One of the ways to improve the overall heat transfer is to use various types of tube. One type of tube used is low-finned tube. Low-finned tube is a tube type where there are fin which functions as a heat exchanger that is more effective. As for variable low-finned tube heat exchanger for any used is the fin height, fin thickness, and number of fin. From the results of optimization has been done obtained results overall heat transfer's increase with an average of 15.67 (W/m². K) and tube pressure drop decreases with an average of -7.43kPa.

Key word : Heat exchanger, segmental baffle, low-finned tube, overall heat transfer coefficient, tube pressure drop

Halaman ini sengaja dikosongkan

KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur kehadiran Allah SWT atas limpahan rahmat, hidayah dan kasih sayang-Nya serta shalawat dan salam atas Nabi Muhammad SAW, hingga terselesaikannya tugas akhir dengan judul

“OPTIMISASI *RETROFIT TUBE HEAT EXCHANGER* MENGGUNAKAN *LOW-FINNED TUBE* PADA *REFINERY UNIT*”

Tugas akhir ini merupakan salah satu persyaratan akademik yang harus dipenuhi dalam Program Studi S-1 Teknik Fisika FTI-ITS. Penulis menyampaikan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Orangtua saya yang telah memberikan dorongan secara moral maupun materil.
2. Bapak Matradji, MSc dan bapak Totok Ruki Biyanto, Ph.D. selaku dosen pembimbing tugas akhir ini, yang selalu memberikan bimbingan dan semangat pada penulis.
3. Bapak Agus M. Hatta, S.T., M.Si., Ph.D. selaku ketua Departemen Teknik Fisika - ITS.
4. Ibu Dr. Ing. Doty Dewi Risanti, ST, MT selaku dosen wali dengan sabar memotivasi dan membimbing saya selama kuliah di Departemen Teknik Fisika FTI-ITS.
5. Segenap Bapak/Ibu dosen pengajar dan karyawan di Departemen Teknik Fisika - ITS.
6. Teman-teman Departemen Teknik Fisika – ITS dan teman-teman seperjuangan TA yang senantiasa memberikan motivasi dan bantuan dalam penyelesaian laporan tugas akhir ini.

Penulis menyadari bahwa mungkin masih ada kekurangan dalam laporan ini, sehingga kritik dan saran penulis terima. Semoga laporan ini dapat berguna dan bermanfaat bagi penulis dan pihak yang membacanya.

Surabaya, Juli 2018

Penulis

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI	v
LEMBAR PENGESAHAN	vii
ABSTRAK	xi
ABSTRACT	xiii
KATA PENGANTAR	xv
DAFTAR ISI	xvii
DAFTAR GAMBAR	xix
DAFTAR TABEL	xxi
BAB I. PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Tujuan	3
1.4 Lingkup Kajian	4
1.5 Sistematika Laporan.....	4
BAB II. DASAR TEORI	5
2.1 <i>Heat Exchanger</i>	5
2.2 <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i>	6
2.3 <i>Shell-side Type</i>	8
2.4 <i>Baffles Type</i>	9
2.5 <i>Tube Bundle Type</i>	10
2.6 <i>Low-Finned tube</i>	12
BAB III. METODE PENELITIAN	13
3.1 Pengambilan Data <i>Heat Exchanger</i>	14
3.2 Penentuan Fungsi Objektif	15
3.3 Optimisasi <i>Heat Exchanger</i> dengan menggunakan <i>software</i> MATLAB	24
BAB IV. ANALISA DAN PEMBAHASAN	25
4.1 Pemodelan <i>Shell And Tube Heat Exchanger</i>	25
4.2 Analisa <i>Overall Heat Transfer</i> dan <i>Pressure Drop</i>	27
BAB V. PENUTUP	31
5.1 Kesimpulan	31
5.2 Saran	31

**DAFTAR PUSTAKA
LAMPIRAN
BIODATA PENULIS**

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Aliran <i>parallel-flow</i> ;	5
Gambar 2.2	Aliran <i>counter flow</i> ;	6
Gambar 2.3	Aliran <i>cross-flow</i>	6
Gambar 2.4	Konstruksi <i>shell and tube heat exchanger</i>	7
Gambar 2.5	Standard <i>shell types, front end dan rear end head types</i>	9
Gambar 2.6	<i>Disk and doughnut baffles</i>	10
Gambar 2.7	<i>U-tubes heat exchanger</i>	11
Gambar 2.8	<i>Straight tubes heat exchanger</i>	11
Gambar 2.9	Susunan <i>tube layout</i>	12
Gambar 3.1	Diagram alir penelitian.....	13
Gambar 3.2	<i>Typical layout of baffle spacing</i>	20

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1	<i>Datasheet heat exchanger</i>	14
Tabel 3.2	<i>Datasheet heat exchanger (lanjutan)</i>	15
Tabel 3.3	Nilai koefisien a_1, a_2, a_3, a_4	21
Tabel 3.4	Nilai koefisien a_1, a_2, a_3, a_4 (lanjutan).....	22
Tabel 4.1	Perbandingan desain dan pemodelan untuk <i>heat exchanger</i> E-1-03.....	25
Tabel 4.2	Perbandingan desain dan pemodelan untuk <i>heat exchanger</i> E-1-04.....	25
Tabel 4.3	Perbandingan desain dan pemodelan untuk <i>heat exchanger</i> E-1-05.....	26
Tabel 4.4	Perbandingan desain dan pemodelan untuk <i>heat exchanger</i> E-1-06.....	26
Tabel 4.5	Hasil <i>Nusselt number</i> dan h_i	27
Tabel 4.6	Hasil <i>overall heat transfer</i> dan <i>pressure drop</i>	28
Tabel 4.7	Perbandingan <i>overall heat transfer</i>	28
Tabel 4.8	Perbandingan <i>pressure drop</i>	29
Tabel 4.9	Perbandingan hasil sebelum dan sesudah optimisasi <i>heat exchanger</i> E-1-03.....	32
Tabel 4.10	Perbandingan hasil sebelum dan sesudah optimisasi <i>heat exchanger</i> E-1-03.....	32
Tabel 4.11	Perbandingan hasil sebelum dan sesudah optimisasi <i>heat exchanger</i> E-1-03.....	33
Tabel 4.12	Perbandingan hasil sebelum dan sesudah optimisasi <i>heat exchanger</i> E-1-03.....	34

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Energi panas merupakan energi yang diperoleh dari berbagai sumber. Contoh energi panas adalah matahari, api, gesekan benda, dan lainnya. Panas yang berpindah disebut kalor. Secara alamiah, kalor berpindah dari suhu yang tinggi ke suhu rendah. Perpindahan panas (*heat transfer*) dapat dilakukan dengan beberapa cara yaitu konduksi, konveksi, radiasi, dan perpindahan panas melalui perubahan fasa suatu zat. Pemanfaatan perpindahan panas (*heat transfer*) salah satunya adalah menciptakan alat penukar panas (*heat exchanger*).

Heat exchanger adalah alat yang memanfaatkan perpindahan panas antara dua atau lebih fluida, antara permukaan padat dan fluida, antara partikel solid dengan fluida, pada kondisi beda temperatur. Pada *heat exchanger*, tidak terdapat energi panas tambahan dari luar misalnya pemanas (*heater*) [1]. *Heat exchanger* banyak digunakan pada dunia industri, misalnya pembangkit listrik, industri kimia, industri manufaktur, dan lainnya.

Berdasarkan pada proses perpindahan panas, *heat exchanger* diklasifikasikan menjadi dua tipe yaitu, kontak langsung (*direct contact*) dan kontak tak langsung (*indirect contact*) [1]. Pada tipe kontak langsung (*direct contact*), perpindahan panas (*heat transfer*) yang terjadi secara langsung antara fluida dingin dengan fluida panas tanpa adanya pembatas [1]. Pada keadaan ini memungkinkan terjadinya perubahan fasa. Contoh penerapan kontak langsung (*direct contact*) adalah *evaporating cooling* dan *rectification*, kondisi ini terjadi perpindahan massa (*mass transfer*) diikuti dengan perpindahan panas (*heat transfer*) [2]. Pada tipe kontak tak langsung (*indirect contact*), perpindahan panas yang terjadi secara tak langsung antara fluida dingin dan fluida panas karena adanya lapisan dinding yang memisahkan fluida tersebut. Contoh *heat exchanger* tipe *indirect contact* salah satunya adalah *shell and tube heat exchangers*.

Shell and tube heat exchanger terdiri dari sebuah *shell* silinder dibagian luar dan sejumlah *tube* dibagian dalam, dimana temperatur fluida didalam *tube* berbeda dengan diluar *tube* (didalam *shell*), sehingga terjadi perpindahan panas aliran fluida didalam *tube* dan diluar *tube* (didalam *shell*). Adapun daerah didalam *tube* disebut *tube side* dan daerah didalam *shell* disebut *shell side* [2]. Didalam *shell side* terdapat sekat (*baffles*) yang menyebabkan aliran fluida turbulen. Fungsi lain dari *baffles* adalah memperluas dan memperlama kontak antara aliran fluida sisi *shell* dan *tube* sehingga terjadi perpindahan panas yang lebih efektif [2].

Tube diklasifikasikan kedalam beberapa tipe yaitu *plain tube*, *finned tube*, *duplex tube*, dan *enhanced surface tube*. Salah satu faktor penentu performansi *tube* adalah geometri *tube* meliputi diameter luar *tube*, ketebalan dinding *tube*, *tube pitch*, *tube layout pattern* [2].

Finned tube merupakan salah satu cara yang digunakan untuk meningkatkan *heat transfer area* pada sisi *tube* dan umumnya berbentuk melingkar pada *tube*. *Fin tube* pada *shell and tube heat exchanger* menggunakan *low-finned tube type* dengan tinggi *fin* optimal sebesar 1,59mm dan kerapatan *fin* antara 19-40 *fin/in* [3].

Baffles terbagi kedalam beberapa klasifikasi yaitu tipe *transverse* dan tipe *longitudinal (F-Shell)*. Contoh tipe *transverse* adalah *plate baffles* dan *rod baffles* [2]. Tipe *plate baffles* yang paling sering digunakan adalah *segmental baffles*. *Segmental baffles* sering digunakan dan paling efektif dalam mengalirkan fluida ke seluruh sisi *tube*. Jarak antar *baffles* yang efektif adalah antara 0,4m sampai 0,6m diameter *shell* dan *baffle cut* antara 25% sampai 35% [2].

Penelitian mengenai *shell and tube heat exchanger* dengan *segmental baffle* telah banyak dilakukan. Pada tahun 2009, Jian-Fei Zang, dkk, melakukan penelitian yang membandingkan heat transfer coefficient dan pressure drop dari beberapa *shell and tube heat exchanger*, dengan *segmental baffles* dan *helical baffles* dengan sudut *helical* 20°, 30°, 40°, dan 50°. Pada tahun 2011, P.Marugasen, dkk, melakukan penelitian heat transfer dan friction

factor characteristics dari tube dengan menambahkan teknologi plain twisted tape dan U-cut twisted tape dengan ratio twist $y = 2.0, 4.4$ dan 6.0 . Pada tahun 2013, Jian Fei-Zhang, dkk, melakukan penelitian yang membandingkan performansi shell and tube oil cooler dengan helical baffles dan segmental baffles. Pada oil cooler helical baffles mendapatkan nilai pressure drop yang lebih rendah dan heat transfer coefficient yang lebih tinggi dari segmental baffles. Pada tahun 2015, Jian Wen, dkk, melakukan penelitian studi experiment membandingkan peformansi dari shell and tube heat exchanger dengan perbedaan baffles. Pada tugas akhir ini mengangkat tema heat exchanger, dengan judul “Optimisasi *Retrofit Tube Heat Exchanger Menggunakan Low-Finned Tube Pada Refinery Unit*”.

1.2. Rumusan Masalah

Adapun beberapa permasalahan yang dihadapi dalam pengerjaan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana *overall heat transfer coefficient* sebelum dan sesudah optimalisasi dengan menggunakan *low-finned tube*.
2. Bagaimana *pressure drop* sebelum dan sesudah optimalisasi dengan menggunakan *low-finned tube*.
3. Bagaimana perbandingan nilai *overall heat transfer* dan *pressure drop* sebelum dan setelah optimisasi menggunakan *finned-tube* ?

1.3. Tujuan Tugas Akhir

Tujuan dari tugas akhir ini untuk menjawab rumusan masalah diatas :

1. Mengetahui nilai *overall heat transfer coefficient* sebelum dan sesudah optimalisasi dengan menggunakan *low-finned tube*.
2. Mengetahui nilai *pressure drop* sebelum dan sesudah optimalisasi dengan menggunakan *low-finned tube*.
3. Membandingkan nilai *overall heat transfer* dan *pressure drop* sebelum dan setelah optimisasi dengan *finned-tube*.

1.4. Lingkup Kajian

Adapun lingkup kajian dalam tugas akhir ini menggunakan *heat exchanger* dengan tipe *shell and tube heat exchanger*. Pengambilan data meliputi dimensi *heat exchanger* dan *datasheet properties heat exchanger*. Pemodelan *heat exchanger* meliputi perhitungan koefisien perpindahan panas sisi *shell* (h_s), sisi *tube* (h_t), *heat duty* (Q), dan *pressure drop* (Δp). Nilai yang dioptimisasi adalah *overall heat transfer* dan *pressure drop* dengan menggunakan *finned-tube*. Adapun variabel *finned-tube* adalah *fin height* (l_f), *fin thickness* (t_f), dan jarak antar fin (S).

1.5. Sistematika Laporan

Laporan tugas akhir ini akan disusun secara sistematis dengan dibagi ke beberapa bab, berikut perinciannya:

BAB I Pendahuluan

Bab ini berisi latar belakang, rumusan masalah, tujuan penelitian, batasan masalah, dan sistematika laporan.

BAB II Tinjauan Pustaka

Bab ini berisi penjelasan teori-teori yang berkaitan dengan Tugas Akhir.

BAB III Metodologi Penelitian

Bab ini berisi penjelasan mengenai langkah-langkah untuk mencapai tujuan dari penelitian Tugas Akhir ini meliputi pemodelan *shell and tube heat exchanger*.

BAB IV Analisa dan Pembahasan

Bab ini berisi nilai-nilai yang diperoleh dari perhitungan *overall heat transfer* dan *pressure drop*, kemudian dilakukan analisa-analisa yang sesuai pada tujuan penelitian yang telah ditetapkan.

BAB V Kesimpulan dan Saran

Bab ini berisi kesimpulan dari pokok permasalahan dari seluruh rangkaian penelitian yang telah dilakukan dan saran yang dapat dijadikan acuan pengembangan penelitian selanjutnya.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

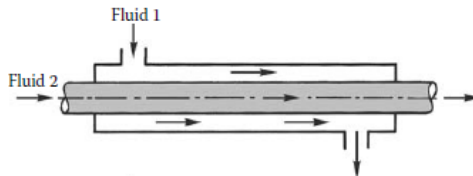
2.1 Heat Exchanger

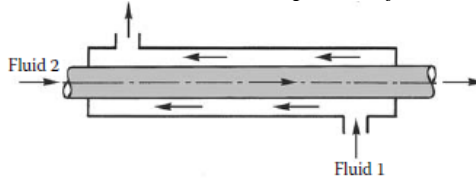
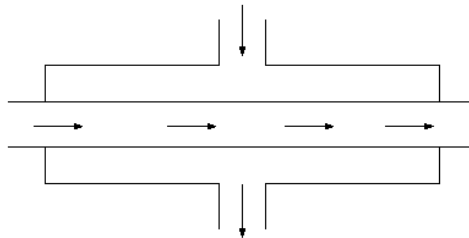
Heat exchanger adalah alat yang difungsikan untuk menghantarkan energi panas antara dua atau lebih fluida, antara permukaan padat dengan fluida, antara partikel padat dengan fluida, dengan perbedaan temperatur. Dalam proses *heat exchanger* tidak ada penambahan *external heat (heater)*. Didalam proses industri, *heat exchanger* berfungsi sebagai pemanas atau pendingin suatu aliran fluida, evaporasi, dan kondensasi pada satu atau lebih aliran fluida. Penerapan lain *heat exchanger* adalah sebagai *recover or reject heat*, sterilisasi, *pasteurize*, fraksinasi, *distill*, *concentrate*, *crystallize*, dan kendali proses fluida [1]. Pada beberapa *heat exchanger*, proses pertukaran panas terjadi secara tak langsung dikarenakan terpisah antara fluida satu (*tube side*) dengan yang lainnya (*shell side*) [2].

Heat exchanger dapat dikalsifikasikan berdasarkan arah aliran fluidanya. Terdapat tiga jenis aliran fluida yaitu:

1. *Parallel-flow*
2. *Counter-flow*
3. *Cross-flow*

Pada *parallel-flow*, dua aliran fluida masuk bersamaan dengan arah aliran yang sama dan keluar bersamaan dengan arah yang sama pula menuju *outlet heat exchanger*. Pada *counter-flow*, dua aliran fluida masuk dengan arah aliran yang berlawanan. Pada *cross-flow*, fluida panas yang mengalir akan dikenakan aliran fluida dingin yang berada didalam *tube* dari arah yang lain.

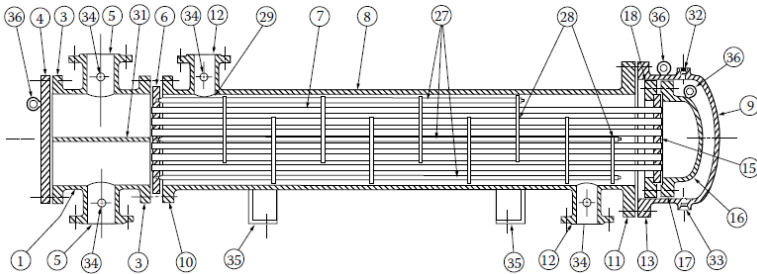


Gambar 2.1 Aliran *parallel-flow***Gambar 2.2** Aliran *counter-flow***Gambar 2.3** Aliran *cross-flow*

2.2 Shell and Tube Heat Exchanger

Shell and tube heat exchanger adalah salah satu tipe *heat exchanger* yang paling banyak digunakan di berbagai industri seperti *power plant*, *petroleum refinery*, *chemical industry*, dan *process industry* [3]. *Shell and tube heat exchanger* pada proses industri seperti *power plant* umumnya sebagai *condenser* dan *feedwater heater*. *Shell and tube heat exchanger* menghasilkan *heat transfer area* yang relatif besar dan mudah di *cleaned*. *Shell and tube heat exchanger* didesain bertekanan tinggi pada *shell-side* dan *tube-side* untuk aliran fluida [3].

Shell and tube heat exchanger berbentuk silinder besar yang didalamnya terdapat *tube bundle* yang tersusun parallel. Fluida pada sisi *tube* bertukar panas dengan fluida yang mengalir pada sisi *shell*. Komponen utama penyusun *shell and tube heat exchanger* antara lain; *tube bundle*, *shell*, *front-end head*, *rear-end head*, *baffles*, dan *tube sheets*. Adapun bagian-bagian dari *shell and tube heat exchanger* seperti gambar 2.4.



1.	<i>Stationary head-channel</i>	20.	<i>Slip-on Backing</i>
3.	<i>Stationary head- bonnet</i>	21.	<i>Floating Head Cover-</i>
3.	<i>Stationary Head Flange-</i>	21.	<i>External</i>
4.	<i>Channel Cover</i>	22.	<i>Floating tubesheet</i>
5.	<i>Stationary Head Nozzle</i>	22.	<i>skirt</i>
6.	<i>Stationary Tube Sheet</i>	23.	<i>Packing box</i>
7.	<i>Tube</i>	24.	<i>Packing</i>
8.	<i>Shell</i>	25.	<i>Packing gland</i>
9.	<i>Shell Cover</i>	26.	<i>Lantern ring</i>
10.	<i>Shell Flange-Rear Head</i>	27.	<i>Tierods And Spacers</i>
10.	<i>End</i>	28.	<i>Transverse Baffles Or</i>
11.	<i>Shell Flange-Rear head</i>	28.	<i>Support Plates</i>
11.	<i>end</i>	29.	<i>Impigment Plate</i>
12.	<i>Shell Nozzle</i>	30.	<i>longitudinal baffle</i>
13.	<i>Shell Cover Flange</i>	31.	<i>Pass Partition</i>
14.	<i>Expansion Joint</i>	32.	<i>Vent Connection</i>
15.	<i>Floating Tube Sheet</i>	33.	<i>Drain Connection</i>
16.	<i>Floating Head Cover</i>	34.	<i>Instrument Connection</i>
17.	<i>Floating Head Backing</i>	35.	<i>Support Saddle</i>
17.	<i>Device</i>	36.	<i>Lifting Lug</i>
18.	<i>Floating Head Backing</i>	37.	<i>support bracket</i>
18.	<i>Device</i>	38.	<i>weir</i>
19.	<i>Split Shear Ring</i>	39.	<i>liquid level connection</i>

Gambar 2.4 *Konstruksi shell and tube heat exchanger*

2.3 Shell-side Type

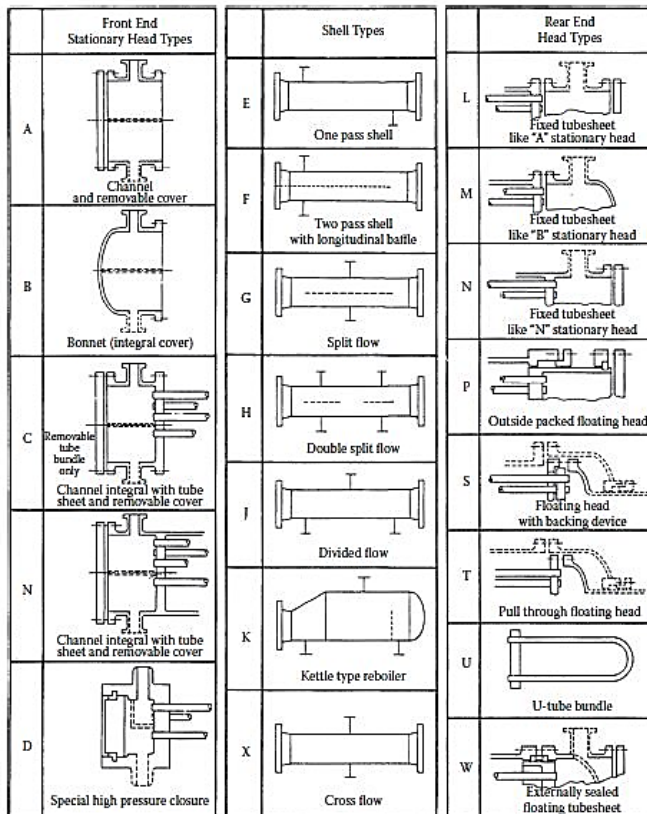
Berbagai macam bentuk *front- rear types* dan *shell types* sesuai standart TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*). Adapun berbagai bentuk *shell types* seperti *E-shell*, *F-shell*, *G-shell*, *H-shell*, *J-shell*, dan *X-shell*. Pada *E-shell type*, fluida masuk pada bagian atas *shell* dan bertukar panas dengan fluida pada *tube* serta terdapat *baffles* didalam *shell* yang membantu memperluas *heat transfer area*. *E-shell types* umumnya menggunakan *single-pass shell fluid* dengan *single tube pass* sehingga mempermudah mendapatkan nilai *counterflow* [4].

Untuk meningkatkan keefektifan pertukaran panas dapat menggunakan *F-shell types* dengan *longitudinal baffle*. *Pressure drop* pada *F-shell type* lebih besar dibandingkan dengan *pressure drop* pada *E-shell type*. Bentuk *shell* yang lainnya adalah *J-* dan *X-shell* [4]. Pada *J-shell*, fluida masuk pada bagian tengah kemudian terpisah kedalam dua bagian didalam *shell*. Tipe *J-shell* umumnya didesain untuk *low pressure drop* seperti condenser keadaan vakum dan nilai *pressure drop* pada *J-shell* 1/8 dari nilai *E-shell type* [4].

Pada *X-shell*, letak *inlet* dan *outlet* fluida terdapat ditengah atas dan tengah bawah *shell* serta tidak terdapat *baffles* sehingga nilai *pressure drop* sangat rendah. Tipe *shell* ini umumnya digunakan untuk vakum condenser dan gas bertekanan rendah [5].

Pada *G-* dan *H-shell types* memiliki aliran *split-flow*. Pada tipe *G-shell* memiliki baffels berbentuk horizontal dan *shell nozzle* 180° pada area tengah *tubes* serta nilai *pressure drop* yang sama besar dengan tipe *E-shell*, tapi memiliki nilai LMTD dan nilai *heat transfer* yang lebih tinggi dari tipe *E-shell*.

K-shell adalah *kettle reboiler* dengan *tube bundle* pada bagian bawah dan memiliki *shell cover* 60% dari *shell diameter*. Tipe *shell* ini digunakan ketika sebagian *stream* perlu diubah menjadi uap (*vaporized*). *Feed liquid* masuk kedalam *shell* melalui *nozzle* yang terdapat pada sisi *tube sheet*, kemudian uap kering keluar kearah atas *nozzle*, dan sisa fluida mengalir ke *weir* dan keluar melalui *nozzle* bagian kanan [5].

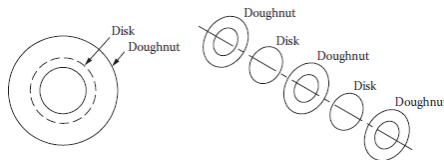


Gambar 2.5 Standard *shell-side types, front end dan rear end head types*

2.4 Baffles Type

Baffles dapat dibedakan kedalam beberapa tipe yaitu longitudinal atau transverse. *Longitudinal baffles* digunakan untuk mengendalikan laju aliran fluida didalam *shell*. *Transverse baffles* dibagi menjadi beberapa tipe yaitu *plate baffles* atau *grid baffles*. Terdapat dua jenis *plate baffles* yaitu *segmental baffles* dan *disk-doughnut*. *Segmental baffles* memiliki nilai optimum geometri

jarak antara *segmental baffle spacing* $2/5$ atau $1/2$ *shell diameter* dan minimum *baffles spacing* $1/5$ *shell diameter*. Nilai *baffles cut* memiliki rentang optimum dari 20% sampai 40% atau yang umum digunakan rentang nilai 20% sampai 25%. *Baffles cut* dan *spacing* didesain agar kecepatan aliran fluida sama besar ketika memasuki area *cross flow* dan *window flow section*. *Disk and doughnut baffles* didesain dengan memadukan bentuk “disk” dan “doughnut”, *disk and doughnut baffles* banyak diaplikasikan di *nuclear heat exchangers*. *Disk and doughnut baffles* memiliki saluran kecil diantara *tube hole* yang mengakibatkan terjadinya penggabungan antara *crossflow* dan *longitudinal flow* untuk mendapatkan nilai *pressure drop* yang rendah pada *shell-side* dan menghasilkan nilai *heat transfer coefficient* yang lebih tinggi dibandingkan dengan *pure longitudinal flow*. Salah satu tipe *grid baffles* adalah *rod-baffles*, yang berfungsi meningkatkan turbulensi aliran fluida didalam *shell* [6].



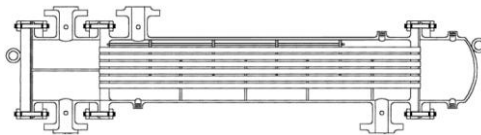
Gambar 2.6 *Disk and doughnut baffles*

2.5 Tube Bundle Type

Tube adalah satu komponen penyusun *heat exchanger*, berbentuk pipa kecil yang tersusun didalam area *shell*. Bentuk geometri *tube* berpengaruh terhadap performansi pertukaran panas pada *heat exchanger*. Bentuk geometri *tube* diantaranya; *tube outside diameter*, *tube wall thickness*, *tube pitch*, dan *tube layout patterns*. *Tube* memiliki dua tipe yaitu *straight tubes* dan *U-tubes* dan dapat diklasifikasikan menjadi beberapa jenis yaitu *plain tubes*, *finned tubes*, *duplex or bimetallic tubes*, dan *enhanced surface tubes* [6].



Gambar 2.7 *U-tubes heat exchanger*



Gambar 2.8 *straight tubes heat exchanger*

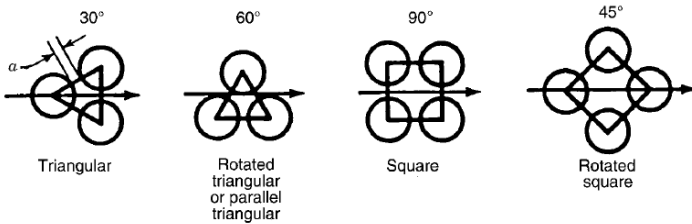
2.5.1 Tube Diameter

Ukuran *tube* ditentukan dari ukuran diameter luar dan ketebalan *tube*. Ukuran diameter *tube* yang kecil menghasilkan nilai *heat transfer coefficient* yang tinggi, ukuran diameter *tube* yang besar menghaikkan nilai *pressure drop* yang kecil. Ukuran diameter luar disesuaikan dengan standart TEMA dengan nilai $\frac{1}{4}$, $\frac{3}{8}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{5}{8}$, $\frac{3}{4}$, $\frac{7}{9}$, 1, 1.25, 1.5, dan 2 inchi. Ukuran diameter luar yang paling banyak digunakan adalah $\frac{3}{8}$ in dan $\frac{3}{4}$ in.

2.5.2 Tube Pitch dan Tube Layout

Penentuan *tube pitch* berdasarkan dekat atau renggang jarak antar *tube* yang mempengaruhi nilai *heat transfer area* dan *pressure drop*. Jika *tube pitch* didesain berdekatan, maka *heat transfer area* pada *shellside* akan tinggi, jika *tube pitch* didesain berenggangan, maka mengurangi *pressure drop*.

Tube layout memiliki dua tipe yang paling umum digunakan yaitu *square* dan *triangle*. Sudut *triangle pitch* sebesar 30° atau 60° , untuk sudut *square pitch* sebesar 45° dan 90° . Desain sudut *trangle pict* maupun *square pitch* masing-masing dapat mempengaruhi nilai *heat transfer* dan *pressure drop*.



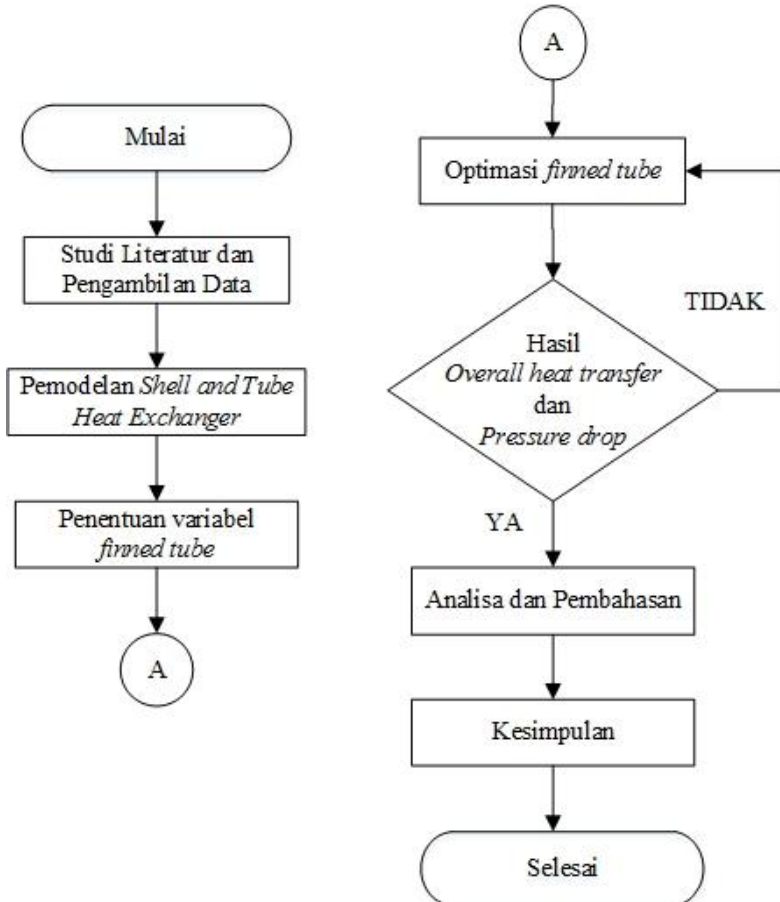
Gambar 2.9 Susunan *tube layout*

2.6 *Finned-Tube*

Finned tube merupakan salah satu tipe *tube* yang digunakan pada *shell and tube heat exchanger*. *Finned tube* berfungsi meningkatkan area *overall heat transfer coefficient* pada *shellside*. Geometri tinggi *fin* efektif tidak lebih dari 1,59mm dengan kerapatan *fin* antara 19-40 *fin/in*. Geometri *low finned tube* sama dengan *tube* pada umumnya, tapi terdapat penambahan *fin* pada *tube* sehingga ada penambahan *root diameter*, *fin height*, dan *fin pitch*.

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Pengerjaan tugas akhir ini dibagi dalam beberapa tahapan seperti Gambar 3.1 diagram alir penelitian di bawah ini.



Gambar 3.1 Diagram alir penelitian

3.1 Pengambilan Data *Heat Exchanger*

Pengambilan data pada penelitian ini meliputi empat *heat exchanger* dengan tipe *shell and tube* yaitu E-1-03, E-1-04, E-1-05, E-1-06. Terdapat dua fluida berbeda yang mengalir pada setiap *heat exchanger*, untuk *heat exchanger* E-1-03 dan E-1-04, fluida pada sisi *shell* adalah *kerosene* dan sisi *tube* adalah *crude oil*, *heat exchanger* E-1-05, fluida pada sisi *shell* adalah *light gas oil* dan sisi *tube* adalah *crude oil*, *heat exchanger* E-1-06, fluida pada sisi *shell* adalah *heavy oil gas* dan sisi *tube* adalah *crude oil*. Untuk melakukan pemodelan *heat exchanger* diperlukan data propertis dari fluida pada masing-masing *heat exchanger* seperti *mass flow rate* (M), temperature masuk (T_{in}) dan keluar (T_{out}), densitas (ρ), viskositas (μ), *specific heat* (C_p), *thermal conductivity* (k), dan *fouling resistance* (R), yang ditunjukkan pada tabel 3.1 dan tabel 3.2 berikut:

Tabel 3.1 *Datasheet heat exchanger*

<i>Heat Exchanger</i>	<i>Fluida</i>	M (kg/s)	C_p (J/kg.K)	T_{in} (°C)	T_{out} (°C)
E-1-03	Shell: Kerosene	72,038	1157,362	198	108
	Tube: Crude Oil	159,829	1306,921	81	131
E-1-04	Shell: Kerosene	72,161	1089,776	193	149
	Tube: Crude Oil	160,181	1200,229	124	146
E-1-05	Shell: Light Gas Oil	20,266	876,257	279	166
	Tube: Crude Oil	160,181	1130,328	146	162
E-1-06	Shell: Heavy Gas Oil	23,069	796,789	293	189
	Tube: Crude Oil	160,181	1069,623	162	179

Tabel 3.2 *Datasheet heat exchanger (lanjutan)*

<i>Heat Exchanger</i>	<i>Fluida</i>	μ (<i>cP</i>)	ρ (<i>kg/m³</i>)	<i>k</i> (<i>W/m.K</i>)	<i>R</i> (<i>m².K/W</i>)
E-1-03	Shell: Kerosene	0,325	710	0,128	0,0003
	Tube: Crude Oil	1,1925	771,5	0,126	0,0007
E-1-04	Shell: Kerosene	0,02435	693,5	0,126	0,0003
	Tube: Crude Oil	0,6765	748	0,124	0,0007
E-1-05	Shell: Light Gas Oil	0,3165	708	0,117	0,0004
	Tube: Crude Oil	0,541	735	0,123	0,0007
E-1-06	Shell: Heavy Gas Oil	0,547	725	0,113	0,0005
	Tube: Crude Oil	0,458	721	0,121	0,0007

Data propertis dan *datasheet* dari *heat exchanger* yang telah diperoleh selanjutnya digunakan sebagai acuan pemodelan *heat exchanger*.

3.2 Penentuan Fungsi Objektif

Fungsi objektif pada tugas akhir ini adalah nilai *overall heat transfer coefficient* (U_o) yang akan dioptimisasikan agar mendapatkan nilai yang maksimal. Adapun nilai-nilai yang berkaitan dengan optimisasi fungsi objektif adalah nilai *constraint tube pressure drop*. Berikut persamaan untuk mencari nilai *overall heat transfer coefficient* (U_o).

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_t} \left(\frac{D_T}{d_i} \right) + R_w + R_{f,s} + R_{f,t} \left(\frac{D_T}{d_i} \right)} \quad (3.1)$$

Dimana,

h_s : Shell heat transfer coefficient

h_t : Tube heat transfer coefficient

D_T : Tube outside diameter

d_i : Tube inside diameter

R_w : Wall resistance

$R_{f,s}$: Shell side fluid fouling resistance

$R_{f,t}$: Tube side fluid fouling resistance

Dari persamaan diatas, dapat diketahui bahwa fungsi objektif *overall heat transfer coefficient* dipengaruhi oleh beberapa nilai koefisien, yaitu *shell heat transfer coefficient*, *tube heat transfer coefficient*, *shell side fouling resistance*, *tube fouling side resistance*, dan *wall resistance*. Dalam penelitian ini, dilakukan optimisasi *heat transfer* pada sisi *tube* untuk mendapatkan nilai *tube heat transfer* yang optimal.

3.2.1 Persamaan Untuk Menentukan Nilai Shell Heat Transfer dan Shell Pressure Drop

Persamaan untuk mendapatkan nilai *heat transfer coefficient* pada sisi *shell* dengan menggunakan persamaan Bell-Delaware. Adapun persamaan sebagai berikut:

$$h_s = h_i J_c J_l J_b J_r J_s \quad (3.2)$$

Dimana,

h_s = Koefisien perpindahan panas *ideal* pada *shell* ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)

h_i = Perpindahan panas pada *shell* ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)

J_c = Faktor koreksi *baffles cut* dan jarak antar *baffles*

J_l = Faktor koreksi kebocoran pada *baffles* antar *shell* dan *baffles* dan antar *tube* dan *baffles*

J_b = Faktor koreksi pada *bundle bypass flow*

J_r = Faktor koreksi yang mempengaruhi temperature gradient pada aliran laminar

J_s = Faktor koreksi jarak antar *baffles* pada sisi *inlet* dan *outlet*

Perhitungan faktor koreksi *baffles cut* (J_c) untuk *segmental baffles* dengan *baffles cut range* 15%-45% dapat menggunakan persamaan berikut:

$$J_c = 0,55 + 0,72F_c \quad (3.3)$$

dimana F_c dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$F_c = 1 - 2F_w \quad (3.4)$$

F_w adalah nilai fraksi dari jumlah pipa pada *baffle window*. Nilai F_w dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{2\pi} - \frac{\sin \theta_{ctl}}{2\pi} \quad (3.4a)$$

Sudut *baffles cut* relatif terhadap sumbu tengah *heat exchanger* (θ_{ctl}) dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1} \left[\frac{D_s}{D_{ctl}} \left(1 - \frac{2B}{100} \right) \right] \quad (3.4b)$$

Perhitungan faktor koreksi kebocoran pada *baffles*, (J_l), dapat menggunakan persamaan berikut:

$$J_l = 0,44(1 - r_s) + \left[1 - 0,44(1 - r_s) \right] e^{-2,2r_m} \quad (3.5)$$

Adapun parameter r_s dan r_{lm} dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad (3.6)$$

$$r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad (3.7)$$

S_{sb} adalah nilai kebocoran pada area *shell-to-baffle*, S_{tb} adalah nilai kebocoran pada area *tube-to-baffle*, dan S_m adalah *crossflow area* didalam *shell*. Masing-masing parameter dapat dicari dengan menggunakan persamaan berikut:

$$S_{sb} = 0,00436D_s L_{sb} (2\pi - \theta_{ds}) \quad (3.8)$$

D_s adalah diameter dalam *shell*, L_{sb} adalah diameter *cleareance* antara diameter luar *tube* dengan *baffle* dan θ_{ds} adalah sudut *baffle cut*. Untuk mencari L_{sb} dan θ_{ds} menggunakan persamaan berikut:

$$L_{sb} = \frac{3,1 + 0,004D_s}{1000} \quad (3.8a)$$

$$\theta_{ds} = 2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{2B_c}{100} \right) \quad (3.8b)$$

Adapun persamaan untuk mencari parameter S_{tb} sebagai berikut:

$$S_{tb} = \frac{\pi}{4} \left[(d + L_{tb}^2 - D_t^2) \right] N_t (1 - F_w) \quad (3.9)$$

D_t adalah diameter luar *tube* (m), N_t adalah jumlah *tube*, F_w adalah nilai fraksi dari jumlah pipa pada *baffle window*, dan L_{sb} adalah jarak *cleareance* antara diameter luar *tube* dengan *baffle*.

Adapun persamaan untuk mencari parameter S_m sebagai berikut:

$$S_m = L_{bc} \left[L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp,eff}} (L_{tp} - D_t) \right] \quad (3.10)$$

L_{bb} adalah diameter *clearance* antara *bundle* dan *shell*, $L_{tp,eff}$ adalah *effective tube pitch* (m), untuk susunan pipa 30° dan 90° , $L_{tp,eff}$ sama dengan L_{tp} . Untuk 45° $L_{tp,eff}$ nilai L_{tp} adalah $0,707 L_{tp}$.

Perhitungan faktor koreksi *bundle bypass* (J_b), dapat menggunakan persamaan berikut:

$$J_b = \exp \left\{ -C_{bh} F_{sbp} \left[1 - (2r_{ss})^{\frac{1}{3}} \right] \right\} \quad (3.11)$$

C_{bh} bernilai 1,25 pada aliran laminar dengan $Re_s \leq 100$ dan bernilai 1,35 pada aliran turbulen dan aliran transisi, $Re_s > 100$. Untuk mencari nilai rasio *bypass crossflow area* (F_{sbp}), dapat menggunakan persamaan berikut:

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m} \quad (3.12)$$

S_b adalah *bypass area*, dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$S_b = L_{bc} (D_s - D_{otl}) \quad (3.12a)$$

r_{ss} adalah nilai rasio antara *sealing strips* (N_{ss}) yang dialiri fluida terhadap jumlah baris pipa yang dilintasi fluida dalam satu *baffle*. Untuk mencari nilai r_{ss} dapat menggunakan persamaan berikut:

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}} \quad (3.14)$$

N_{tcc} dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan berikut:

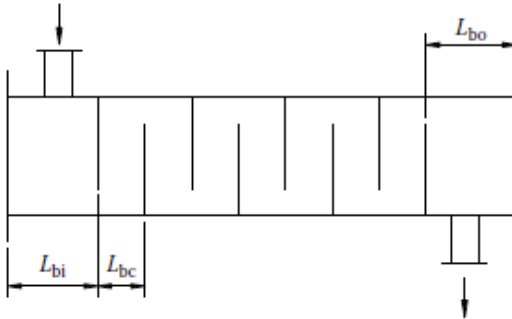
$$N_{icc} = \frac{D_s}{L_{pp}} \left(1 - \frac{2B_c}{100} \right) \quad (3.14a)$$

L_{pp} bernilai $0,886 L_{tp}$ untuk susunan pipa 30° , L_{pp} sama dengan L_{tp} ketika susunan pipa 90° . L_{pp} bernilai $0,707 L_{tp}$ pada susunan pipa 45° .

Perhitungan faktor koreksi jarak antar *baffle* atau *unequal baffle spacing* (J_s) dapat menggunakan persamaan berikut:

$$J_s = \frac{(N_b - 1) + \left(\frac{L_{bi}}{L_{bc}} \right)^{1-n} + \left(\frac{L_{bo}}{L_{bc}} \right)^{1-n}}{(N_b - 1) + \left(\frac{L_{bi}}{L_{bc}} \right) + \left(\frac{L_{bo}}{L_{bc}} \right)} \quad (3.15)$$

n bernilai $0,6$ ketika aliran turbulen dan bernilai $1/3$ ketika aliran laminar. N_b adalah jumlah *baffle* yang terdapat didalam *shell*.



Gambar 3.2 Typical layout of baffle spacing (Thulukkanam, 2008)

Perhitungan koefisien perpindahan panas ideal h_i dapat menggunakan persamaan berikut:

$$h_i = \frac{J_i C_{ps} G_s (\varphi_s)^n}{P_r^{2/3}} \quad (3.16)$$

J_i adalah faktor perpindahan panas ideal (*Colburn*) untuk *shellside* dan dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$J_i = a_1 \left(\frac{1,33}{L_{tp}/D_t} \right)^a (\text{Re}_s)^{a_2} \quad (3.17)$$

dengan a ,

$$a = \frac{a_3}{1 + 0,14(\text{Re}_s)^{0,4}} \quad (3.17a)$$

Reynold number dan *prandtl number* dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$\text{Re}_s = \frac{D_T \dot{m}_s}{\mu} \quad \text{dan} \quad \text{Pr}_s = \frac{C_{ps} \mu_s}{k_s}$$

Tabel 3.3 Nilai koefisien a_1, a_2, a_3, a_4

Layout	Re	a_1	a_2	a_3	a_4
30°	10 ⁵ -10 ⁴	0,321	-0,388	1,45	0,516
	10 ⁴ -10 ³	0,321	-0,388		
	10 ³ -10 ²	0,593	-0,477		
	10 ² -10	1,360	-0,657		
	< 10	1,400	-0,667		

Tabel 3.4 Nilai koefisien a_1, a_2, a_3, a_4 (lanjutan)

Layout	Re	a_1	a_2	a_3	a_4
45°	10^5-10^4	0,370	-0,396	1,93	0,5
	10^4-10^3	0,370	-0,396		
	10^3-10^2	0,730	-0,500		
	10^2-10	0,498	-0,656		
	< 10	1,550	-0,667		
90°	10^5-10^4	0,370	-0,395	1,187	0,37
	10^4-10^3	0,307	-0,266		
	10^3-10^2	0,408	-0,460		
	10^2-10	0,900	-0,631		
	< 10	0,970	-0,667		

Pada sisi *shell* juga terjadi *pressure drop* yang dipengaruhi oleh *mass velocity*, ketika *mass velocity* semakin besar maka *shell pressure drop* meningkat. Untuk mencari nilai *shell pressure drop* dapat menggunakan persamaan berikut:

$$\Delta P_s = \frac{fr_s \dot{m}_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 \rho_s D_T} \quad (3.18)$$

fr_s adalah *friction factor*, persamaan *friction factor* sebagai berikut:

$$fr_s = 1.41 \text{Re}^{-0.167} \quad (3.19)$$

3.2.2 Persamaan Untuk Menentukan Nilai *Tube Heat Transfer* dan *Tube Pressure Drop*

Untuk menentukan nilai *tube heat transfer coefficient*, h_t , dapat menggunakan persamaan berikut:

$$h_t = \left(\frac{d_i \cdot Nu}{k_t} \right) \quad (3.20)$$

Adapun parameter yang mempengaruhi *tube heat transfer coefficient*, yaitu *nusselt number*, Nu_t , diameter dalam *tube*, d_i , dan *thermal conductivity*, k_t . Persamaan *Nusselt number* pada *low finned tube* dapat menggunakan persamaan *Briggs and Young*. Berikut persamaannya:

$$Nu = 0.1507 Re_d^{0.667} Pr^{1/3} \left(\frac{s}{l_f} \right)^{0.164} \left(\frac{s}{t_f} \right)^{0.075} \quad (3.21)$$

Reynold number untuk *finned-tube* dapat menggunakan persamaan berikut:

$$Re_t = \frac{\mu_t \rho_t d_i}{\mu_t} \quad (3.21a)$$

Prandtl number pada *tube*, dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$Pr_t = \frac{C_{pt} \mu_t}{k_t} \quad (3.21b)$$

Untuk menentukan nilai s , dapat menggunakan persamaan berikut:

$$s = \frac{(l - N_t t_f)}{N_f} \quad (3.21c)$$

Tube pressure drop, ΔP_t , dapat ditentukan menggunakan persamaan berikut:

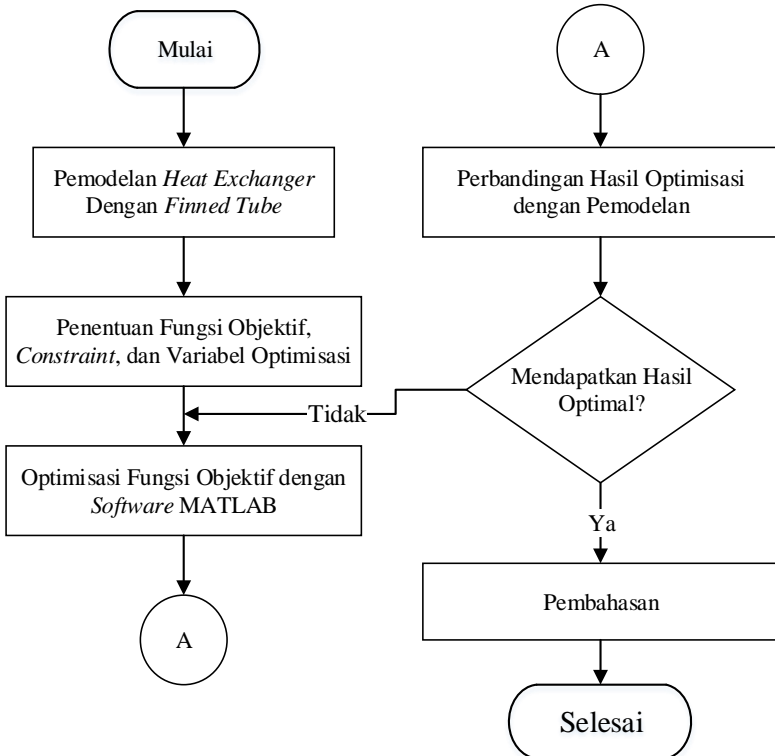
$$\Delta P_t = \left(\frac{4 f_t \cdot L \cdot N_p}{d_i} + 4 N_p \right) \frac{\rho_t \cdot \mu_t^2}{d_i} \quad (3.22)$$

dengan *friction factor*:

$$f_t = (1,58 \ln Re_t - 3,28)^{-2} \quad (3.22a)$$

3.3 Optimisasi Dengan Menggunakan *Software* MATLAB

Diagram alir untuk optimisasi dengan simulasi perubahan parameter optimisasi:



Gambar 3.3 Diagram alir Optimisasi

Tahap pertama dalam melakukan optimisasi adalah melakukan pemodelan shell and tube heat exchanger dengan *finned-tube*.

Tahap kedua adalah penentuan fungsi objektif, dan constraint, optimisasi dari persamaan yang didapatkan. Overall heat transfer coefficient adalah fungsi objektif yang akan dioptimisasi supaya didapatkan nilai semaksimal atau sebesar mungkin, dengan constraint berupa *tube* pressure drop tidak boleh lebih dari desain

awal heat exchanger, dan variabel optimisasi yang dapat mempengaruhi fungsi objektif dan constraint..

Tahap ketiga adalah optimisasi dengan menggunakan software MATLAB untuk mendapatkan nilai fungsi objektif overall heat transfer coefficient yang maksimal dengan *tube* pressure drop yang tidak melebihi batas desain.

Tahap keempat adalah melakukan perbandingan hasil optimisasi dengan desain awal heat exchanger. Hasil optimisasi dikatakan telah optimal apabila overall heat transfer coefficient dari desain optimisasi lebih besar dibandingkan desain awal, dan constrain *tube* pressure drop pada hasil optimisasi tidak melebihi desain awal. Bila hasil optimisasi masih belum optimal, maka kembali ke tahap ketiga, sebaliknya jika hasil yang didapatkan telah optimal maka lanjut ke tahap berikutnya.

Tahap kelima adalah pembahasan terhadap bagaimana parameter yang dioptimisasi, yaitu *fin height*, *fin thickness* dan jarak fin terhadap fungsi objektif overall heat transfer coefficient dan shell pressure drop

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Pemodelan Shell And Tube Heat Exchanger

Perhitungan *overall heat transfer* dan pemodelan *shell and tube heat exchanger* E-1-03, E-1-04, E-1-05, dan E-1-06 telah dilakukan berdasarkan persamaan Bab III dan didapatkan hasil sebagai berikut:

Tabel 4.1 Perbandingan desain dan pemodelan untuk E-1-03

Variabel	E-1-03		
	Desain	Pemodelan	Deviasi (%)
U_o (W/m ² .K)	364	367.09	0.85
A (m ²)	642	642.43	0.07
Q (kW)	8757	8796	0.44

Berdasarkan tabel 4.1 diatas, dapat diketahui bahwa nilai desain dan nilai pemodelan memiliki deviasi nilai 0,85% *overall heat transfer*, luas area *heat transfer* sebesar 0,075 dan nilai *heat duty* sebesar 0,44%.

Tabel 4.2 Perbandingan desain dan pemodelan untuk E-1-04

Variabel	E-1-04		
	Desain	Pemodelan	Deviasi (%)
U_o (W/m ² .K)	420	422,7	0.65
A (m ²)	296	296,43	0.48
Q (kW)	4195,5	4214	0.44

Berdasarkan tabel 4.2 diatas, perbandingan nilai deviasi antara desain dan pemodelan sebesar 0,65% pada *overall heat transfer*, 0,48% pada luas area *heat transfer*, dan 0,44% pada nilai *heat duty*.

Tabel 4.3 Perbandingan desain dan pemodelan untuk E-1-05

Variabel	E-1-05		
	Desain	Pemodelan	Deviasi (%)
U_o (W/m ² .K)	260	260.47	0.67
A (m ²)	560	563.41	0.60
Q (kW)	6634	6644	0.82

Berdasarkan tabel 4.3 diatas, perbandingan nilai deviasi antara desain dan pemodelan sebesar 0,67% pada *overall heat transfer*, 0,60% pada luas area *heat transfer*, dan 0,82% pada nilai *heat duty*.

Tabel 4.4 Perbandingan desain dan pemodelan untuk E-1-06

Variabel	E-1-06		
	Desain	Pemodelan	Deviasi (%)
U_o (W/m ² .K)	267	265.51	-0.56
A (m ²)	462	463.54	0.33
Q (kW)	6729	6794	0.97

Berdasarkan tabel 4.3 diatas, perbandingan nilai deviasi antara desain dan pemodelan sebesar -0,56% pada *overall heat transfer*, 0,33% pada luas area *heat transfer*, dan 0,97% pada nilai *heat duty*.

Nilai deviasi tersebut digunakan untuk memvalidasi nilai pemodelan *heat exchanger* dengan cara membandingkan antara

nilai pemodelan dan *datasheet heat exchanger* dan tidak ada nilai yang lebih dari 1%. Sehingga dapat disimpulkan bahwa pemodelan dikatakan valid.

4.2 Analisa Overall Heat Transfer dan Pressure Drop

Analisa dilakukan untuk mengetahui pengaruh perubahan *overall heat transfer* dan *pressure drop* pada sisi *shell* dan *tube* dengan menggunakan *finned-tube*. *Finned-tube* terdiri dari beberapa variabel yang berpengaruh terhadap *overall heat transfer* dan *pressure drop* yaitu *nusselt number* dan geometri *finned-tube*. Adapun nilai dari variabel geometri yang digunakan adalah *fin height* sebesar 0,889mm, *fin thickness* sebesar 0,305mm, dan jarak antar fin sebesar 4,619mm.

Perhitungan *nusselt number* dilakukan menggunakan persamaan 3.21 dimana persamaan tersebut merupakan persamaan *nusselt number* pada sisi *tube* yang dipengaruhi oleh geometri *finned-tube*. Nilai *nusselt number* yang telah didapatkan kemudian digunakan sebagai variabel pada persamaan 3.20 untuk mendapatkan nilai *tube overall heat coefficient*. Berikut hasil dari *nusselt number* dan *tube overall heat exchanger* pada masing-masing *heat exchanger*:

Tabel 4.5 Hasil *Nusselt number* dan h_t

<i>Heat Exchanger</i>	<i>Nusselt Number</i>	h_t
E-1-03	562,22	4572,1
E-1-04	702,51	5622,3
E-1-05	480,68	3815,9
E-1-06	572,75	4472,9

Perhitungan *overall heat transfer* (U_o) dan *pressure drop* ΔP_t menggunakan persamaan 3.1 dan persamaan 3.22 dimana salah satu variabel yang berpengaruh adalah nilai h_t . Adapun hasil dari *overall heat transfer* dan *pressure drop* adalah sebagai berikut:

Tabel 4.6 Hasil *overall heat transfer* dan *pressure drop*

<i>Heat Exchanger</i>	U_o	ΔP_t
E-1-03	427,03	179,92
E-1-04	457,15	100,97
E-1-05	300,39	29,19
E-1-06	294,47	42,33

Setelah dilakukan analisa *overall heat transfer* dan *pressure drop*, kemudian membandingkan hasil dari analisa tersebut dengan *datasheet*.

Tabel 4.7 Perbandingan *overall heat transfer*

Overall Heat Transfer (W/m₂.K)		
<i>Heat Exchanger</i>	FINNED-TUBE	EXISTING
E-1-03	427,03	369,50
E-1-04	457,15	409,55
E-1-05	300,39	261,29
E-1-06	294,47	263,06

Pada 4.7 diatas menunjukkan tabel perbandingan *overall heat transfer* antara *existing* dan *finned tube* pada masing-masing *heat exchanger*. Perubahan desain menggunakan tipe *tube* yaitu *finned tube* berpengaruh pada perubahan nilai *overall heat transfer* pada sisi *tube*. Pada *heat exchanger* E-1-03 menunjukkan kenaikan nilai *overall heat transfer* sebesar 57,53 (W/m₂.K) dari data *existing* 369,50 (W/m₂.K) dan dari data menggunakan *finned tube* 427,03 (W/m₂.K). Pada *heat exchanger* E-1-04 menunjukkan kenaikan nilai *overall heat transfer* sebesar 47,60 (W/m₂.K) dari data *existing* 409,55 (W/m₂.K) dan dari data menggunakan *finned tube* 457,15 (W/m₂.K). Pada *heat exchanger* E-1-05 menunjukkan kenaikan nilai *overall heat transfer* sebesar 39,10 (W/m₂.K) dari data *existing* 261,29 (W/m₂.K) dan dari data menggunakan *finned tube* 300,39 (W/m₂.K). Pada *heat exchanger* E-1-06 menunjukkan kenaikan nilai *overall heat transfer* sebesar 31,41 (W/m₂.K) dari

data *existing* 263,06 (W/m².K) dan dari data menggunakan *finned tube* 294,47 (W/m².K). Berikut grafik perbandingan *overall heat transfer* :

Tabel 4.8 Perbandingan *pressure drop*

Pressure Drop (kPa)		
<i>Heat Exchanger</i>	FINNED-TUBE	EXISTING
E-1-03	179,92	195,49
E-1-04	100,97	109,16
E-1-05	29,19	31,67
E-1-06	42,33	45,81

Pada gambar 4.2 diatas menunjukkan grafik perbandingan *pressure drop* antara *existing* dan *finned tube* pada masing-masing *heat exchanger*. Perubahan desain menggunakan tipe *tube* yaitu *finned tube* berpengaruh pada perubahan nilai *pressure drop* pada sisi *tube*. Pada *heat exchanger* E-1-03 menunjukkan penurunan nilai *pressure drop* sebesar -15,57 (kPa) dari data *existing* 195,49 (kPa) dan dari data *finned tube* 179,92 (kPa). Pada *heat exchanger* E-1-04 menunjukkan penurunan nilai *pressure drop* sebesar -8,19 (kPa) dari data *existing* 109,16 (kPa) dan dari data *finned tube* 100,97 (kPa). Pada *heat exchanger* E-1-05 menunjukkan penurunan nilai *pressure drop* sebesar -2,48 (kPa) dari data *existing* 31,67 (kPa) dan dari data menggunakan *finned tube* 29,19 (kPa). Pada *heat exchanger* E-1-06 menunjukkan penurunan nilai *pressure drop* sebesar -3,48 (kPa) dari data *existing* 45,81 (kPa) dan dari data menggunakan *finned tube* 42,33 (kPa). Berikut grafik perbandingan *pressure drop*:

Hasil sebelum dan sesudah optimisasi untuk masing-masing *heat exchanger* dapat dilihat pada Tabel 4.9 hingga 4.12.

Tabel 4.9 Perbandingan hasil sebelum dan sesudah optimisasi *heat excganger* E-1-03

Variabel	E-1-03	
	Sebelum	Sesudah optimisasi
l_f (mm)	-	0,889
t_f (mm)	-	0,305
Nu_t	281,14	562,22
h_t (W/m ² .K)	2286,3	4572,1
U_o (W/m ² .K)	369,50	427,03
ΔP_t (kPa)	195,49	179,92
A (mm ²)	642,43	640,58

Tabel 4.9 diatas menunjukkan bahwa selain fungsi objektif *overall heat transfer coefficient* (U_o), *constraint tube pressure drop* ΔP_t dan variabel yang dioptimasi tinggi fin l_f dan tebal fin t_f . Perubahan desain tube menjadi *finned tube* mempengaruhi beberapa variabel lainnya yaitu *nusselt number* dan *tube heat transfer coefficient*.

Tabel 4.9 menunjukkan pada *heat exchanger* E-1-03 mengalami kenaikan *overall heat transfer* 57,53 (W/m².K) dari data *existing* 369,50 (W/m².K) dan dari data menggunakan *finned tube* 427,03 (W/m².K) dan *tube pressure drop* turun sebesar -15,57 (kPa) dari data *existing* 195,49 (kPa) dan dari data *finned tube* 179,92 (kPa).

Tabel 4.10 Perbandingan hasil sebelum dan sesudah optimisasi *heat excganger* E-1-04

Variabel	E-1-04	
	Sebelum	Sesudah optimisasi
l_f (mm)	-	0,889

Tabel 4.10 Perbandingan hasil sebelum dan sesudah optimisasi *heat excganger* E-1-04 (lanjutan)

t_f (mm)	-	0,305
Nu_t	374,55	702,51
h_t (W/m ² .K)	2997,6	5622,3
U_o (W/m ² .K)	409,55	457,15
ΔP_t (kPa)	109,16	100,97
A (mm ²)	300,09	298,21

Tabel 4.10 menunjukkan pada *heat exchanger* E-1-04 mengalami kenaikan *overall heat transfer* 47,60 (W/m².K) dari data *existing* 409,55 (W/m².K) dan dari data menggunakan *finned tube* 457,15 (W/m².K). dan *tube pressure drop* turun -8,19 (kPa) dari data *existing* 109,16 (kPa) dan dari data *finned tube* 100,97 (kPa). Nilai *overall heat transfer* mengalami kenaikan dengan merubah desain *tube* menjadi *finned tube* dan *pressure drop* tidak melebihi data desain.

Tabel 4.11 Perbandingan hasil sebelum dan sesudah optimisasi *heat excganger* E-1-05

Variabel	E-1-05	
	Sebelum	Sesudah optimisasi
l_f (mm)	-	0,889
t_f (mm)	-	0,305
Nu_t	230,39	480,68
h_t (W/m ² .K)	1829,0	3815,9
U_o (W/m ² .K)	261,29	300,39
ΔP_t (kPa)	31,67	29,19
A (mm ²)	569,41	568,54

Tabel 4.11 menunjukkan pada *heat exchanger* E-1-04 mengalami kenaikan *overall heat transfer* sebesar 39,10 (W/m².K) dari data *existing* 261,29 (W/m².K) dan dari data menggunakan *finned tube* 300,39 (W/m².K). dan *tube pressure drop* turun -2,48 (kPa) dari data *existing* 31,67 (kPa) dan dari data menggunakan *finned tube* 29,19 (kPa).. Nilai *overall heat transfer* mengalami kenaikan dengan merubah desain *tube* menjadi *finned tube* dan *pressure drop* tidak melebihi data desain.

Tabel 4.12 Perbandingan hasil sebelum dan sesudah optimisasi *heat excganger* E-1-06

Variabel	E-1-06	
	Sebelum	Sesudah optimisasi
l_f (mm)	-	0,889
t_f (mm)	-	0,305
Nu_t	285,54	572,75
h_t (W/m ² .K)	2229,9	4472,9
U_o (W/m ² .K)	263,06	294,47
ΔP_t (kPa)	45,81	42,33
A (mm ²)	569,41	568,54

Tabel 4.12 menunjukkan pada *heat exchanger* E-1-04 mengalami kenaikan *overall heat transfer* sebesar 31,41 (W/m².K) dari data *existing* 263,06 (W/m².K) dan dari data menggunakan *finned tube* 294,47 (W/m².K) dan *tube pressure drop* turun -3,48 (kPa) dari data *existing* 45,81 (kPa) dan dari data menggunakan *finned tube* 42,33 (kPa). Nilai *overall heat transfer* mengalami kenaikan dengan merubah desain *tube* menjadi *finned tube* dan *pressure drop* tidak melebihi data desain.

Berdasarkan hasil yang didapat, nilai *overall heat transfer* mengalami kenaikan dengan rata-rata 43,91% dan nilai *pressure drop* berkurang dengan rata-rata -7,43%.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Adapun kesimpulan yang diambil dari tugas akhir ini yaitu:

1. Dengan mengganti tipe *tube* menjadi *finned tube*, mampu memberikan peningkatan *overall heat transfer* dengan rata-rata 43,91% pada masing-masing *heat exchanger*.
2. Bentuk dari *finned tube* memberikan pengaruh aliran fluida didalam *tube* sehingga berpengaruh terhadap penurunan *tube pressure drop* dengan rata-rata -7,43% pada masing-masing *heat exchanger*.
3. Adapun variabel yang berpengaruh selain *nusselt number* dan *friction factor* adalah variabel geometri pada *finned tube* seperti *fin height*, *fin thickness*, dan *number fin/m*.

5.2 Saran

Adapun saran untuk penelitian selanjut yaitu dapat menggunakan metode optimisasi lainnya, sehingga mampu mendapatkan nilai yang lebih optimal

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR PUSTAKA

- [1] K. Thulukkanam, Heat Exchanger Design Handbook, Second Edi. Taylor and Francis, 2013.
- [2] S. Kakac, H. Liu, and A. Pramuanjaroenkji, Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design, Third Edit. Taylor and Francis, 2012.
- [3] Comparative Analysis of Finned Tube and Bared Tube Type Shell and Tube Heat Exchanger Shiv Kumar Rathore, Ajeet Bergaley
- [4] Heidar Sadeghzadeh, Mehdi Aliehyaei and Marc A. Rosen, “ Optimization of a Finned Shell and Tube Heat Exchanger Using a Multi-Objective Optimization Genetic Algorithm”, Sustainability 2015
- [5] T. R. Biyanto, E. K. Gonawan, G. Nugroho, R. Hantoro, H. Cordova, and K. Indrawati, “Heat exchanger network retrofit throughout overall heat transfer coefficient by using genetic algorithm,” Appl. Therm. Eng., vol. 94, pp. 274–281, 2016.
- [6] M.Ponce-Ortega, Medardo S.M, Arturo J.G. “Use of genetic algorithms for the optimal design of shell-and- tube heat exchangers”. Applied Thermal Engineering 29. 203–209 (2009)

LAMPIRAN DAFTAR SIMBOL

A_{tp}	: Luas area <i>tube bundle</i> (mm)
c_p	: <i>Specific heat</i> (J/Kg.K)
d_i	: <i>Tube inside diameter</i> (mm)
F_{sbp}	: Rasio <i>bypass crossflow area</i> (mm)
fr	: <i>Friction factor</i>
G	: <i>Mass velocity</i> (kg/m ² .s)
h_s	: <i>Shell heat transfer coefficient</i> (W/m ² .K)
h_t	: <i>Tube heat transfer coefficient</i> (W/m ² .K)
J_b	: Faktor koreksi <i>bundle bypass</i>
J_c	: Faktor koreksi <i>baffle cut</i>
J_l	: Faktor koreksi <i>baffle leakage</i>
J_s	: Faktor koreksi <i>baffle spacing</i>
k	: <i>Thermal conductivity</i> (W/m.K)
L_{bc}	: <i>Segmental baffle spacing</i> (mm)
L_{bi}	: <i>Segmental baffle inlet spacing</i> (mm)
L_{bo}	: <i>Segmental baffle outlet spacing</i> (mm)
L_{tp}	: <i>Tube pitch</i> (mm)
L_{sb}	: <i>Shell to baffle clearance diameter</i> (mm)
M	: <i>Mass flow rate</i> (kg/s)
Nu	: <i>Nusselt number</i>
Pr	: <i>Prandtl number</i>
R	: <i>Fouling resistance</i> (m ² .K/W)
Re	: <i>Reynold number</i>
S_m	: <i>Crossflow area</i> (mm ²)
S_{sb}	: <i>Shell to baffle leakage area</i> (mm ²)
S_{tb}	: <i>Tube to baffle leakage area</i> (mm ²)
β	: <i>Sudut helical baffle</i> (°)
ρ	: <i>Densitas</i> (kg/m ³)
μ	: <i>Viskositas</i> (cP)

BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Bontang, 24 Nopember 1992, Indonesia dan merupakan anak kedua dari tiga bersaudara. Penulis bertempat tinggal di jalan Awanglong no.39 RT 18, Bontang, Kalimantan Timur. Pada Tahun 1999 penulis meneyam pendidikan di SD-1 Yayasan Pupuk Kaltim Bontang, selanjutnya pada tahun 2005, penulis melanjutkan pendidikan di SMP Yayasan Pupuk Kaltim Bontang, dan setelah lulus pada 2008, melanjutkan ke SMA Yayasan Pupuk Kaltim Bontang. Pada tahun 2011, penulis melanjutkan jenjang pendidikan di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya di Departemen Teknik Fisika dan lulus pada tahun 2018.

Penulis telah aktif dalam beberapa organisasi kemahasiswaan diantaranya menjadi anggota Himpunan Mahasiswa Teknik Fisika. Penulis telah aktif dalam berbagai kegiatan kampus seperti mengikuti berbagai pelatihan diantaranya pelatihan karya tulis ilmiah, robotika, dan pada tahun 2012 penulis menjadi panitia acara tahunan Teknik Fisika yaitu Engineering Physics Week 2012.

Konsentrasi tugas akhir yang didalami mengenai bidang instrumentasi dan kontrol. Pada Juli 2018 penulis telah menyelesaikan tugas akhir dengan judul **Optimisasi Retrofit Tube Heat Exchanger Menggunakan Finned-Tube Pada Refinery Unit.**

Apabila pembaca ingin berdiskusi lebih lanjut mengenai tugas akhir, serta memberikan kritik dan saran maka dapat menghubungi penulis melalui email dibawah ini.
zainul.arief.f46@gmail.com